

Значения объемного КПД η_n поршневого насоса с приводом от эксцентрика принимаем равным 0,85, а механического КПД – 0,9.

Среднее индикаторное давление, определенное с использованием расчетной характеристики изменения давления в надплунжерной полости насоса, составило $114,47 \cdot 10^6$ Па.

Следовательно, для ТНВД аккумуляторной топливной системы дизеля 6 ЧН 12/14, обеспечивающей максимальное давление впрыскивания топлива 200 МПа на режиме номинальной мощности дизеля, потери на привод составят 6,36 кВт. Из проведенных расчетов следует, что энергетические потери на привод ТНВД возрастают практически пропорционально увеличению максимального давления впрыскивания. С учетом сохранения мощности двигателя в данном случае потери на привод ТНВД возрастут на 4,3 кВт и составят при механическом КПД дизеля 0,8 около 15 % от суммарных механических потерь, что, соответственно, может сказаться на топливной экономичности дизеля.

Выводы

В результате проведенных расчетных исследований установлено, что энергетические потери на привод ТНВД при интенсификации топливоподачи возрастают пропорционально максимальному давлению впрыскивания. Потери на привод топливного насоса при интенсификации топливоподачи могут достигать 15 % от суммарных механических потерь двигателя.

Выбор и обоснование максимального давления впрыскивания топлива конкретного дизеля

должен быть основой при комплексной оценке показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

При создании топливных систем, обеспечивающих интенсификацию топливоподачи, приоритет необходимо отдавать тем системам, которые обеспечивают заданный уровень максимального давления впрыскивания топлива при минимальном уровне энергетических потерь, обеспечивающих их работу.

Список литературы:

1. Габитов И.И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей / И.И. Габитов, Л.В. Грехов, А.В. Неговора. – М.: Легион – автодата, 2008.
2. Лепешкин А.В. Гидравлические и пневматические системы / А.В. Лепешкин, А.А. Михайлин. – М.: Академия, 2007. – 336 с.
3. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. – М.: Легион – автодата, 2004, – 344 с.
4. Валеева Р.Ш. Исследование затрат мощности на привод рядных топливных насосов / Р.Ш. Валеева, Ю.Г. Кладьков, Я.Л. Эйдельман. – Труды ЦНИТА, 1964, вып. 23.
5. Рыкова И.В. Выбор и обоснование топливной аппаратуры автотракторных дизелей при интенсификации впрыскивания: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Рыкова Инна Витальевна. – Харьков, 2001. – 134 с.
6. Жуков А.А. Обеспечение надежности зубчатых колес механизма привода при повышении экологичности двигателей внутреннего сгорания / А.А. Жуков, В.А. Жуков, А.П. Навоев. – Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – с. 55 – 59.
7. Парсаданов И.В. Анализ затрат мощности дизеля на привод топливного насоса / И.В. Парсаданов, А.П. Строков, В.А. Федорец. – Двигателестроение. – 1987. – №2. – с. 8-10.

УДК 621.43

А.П. Марченко, д-р техн. наук, В.В. Шпаковский, канд. техн. наук, И.И. Сукачев, канд. техн. наук, А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, И.Н. Карягин, инж., В.В. Пылев, студ.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РЕЖИМНЫХ ФАКТОРОВ НА ПАРАМЕТРЫ ТЕМПЕРАТУРНОГО ВЫСОКОЧАСТОТНОГО КОЛЕБАНИЯ В ПОВЕРХНОСТНОМ КОРУНДОВОМ СЛОЕ ПОРШНЯ

Одним из направлений совершенствования конструкций двигателей внутреннего сгорания является применение теплоизоляции камер сгорания (КС). При этом температурное состояние деталей КС рассматривают как фактор, оказывающий существенное влияние на их надежность, ресурс и качество рабочего процесса.

Практическая реализация рассматриваемого направления связана с применением в КС массивных жаростойких теплоизолирующих элементов и низкотеплопроводных покрытий. В первую очередь сказанное касается поршня [1,2]. При этом, если массивные накладки нашли реальное распространение [3], то исследования эффективности

применения покрытий еще не завершены [4,5].

В последнем случае в качестве покрытий наиболее часто рассматривались оксид алюминия и диоксид циркония, наносимые на поверхности КС плазменным или газопламенным методами. Здесь сдерживающим исследователями работ фактором, в первую очередь, выступает низкая долговечность собственно покрытий.

Развивая работы по повышению качества рабочего процесса и увеличения ресурса деталей цилиндро-поршневой группы, на кафедре ДВС НТУ "ХПИ" разработана технология образования на деталях из алюминиевых сплавов поверхностного корундового слоя, отличающегося высокой адгезией к основному металлу. На этой основе изучены эффекты частично-динамической теплоизоляции поверхностного слоя поршня, их влияние на рабочий процесс [6-8]. При этом установлено, что существенное увеличение размаха высокочастотного температурного колебания в КС не сопровождается значимым снижением теплоотвода в тело поршня, а эффективный расход топлива в большей мере зависит от изменения характера процесса сгорания, чем от непроизводительных потерь теплоты в стенки КС.

Методики расчета рабочего процесса, учитывающие высокочастотное изменение температуры стенок КС вследствие их частично-динамической теплоизоляции, отсутствуют. В свою очередь, разработка таких методик требует наличия информации о высокочастотном колебании температуры поверхности КС на различных режимах работы двигателя. В связи с этим, целью исследования являлось выполнение оценки влияния режима работы двигателя на параметры поверхностного температурного колебания в КС. В качестве объекта изучения был избран поршень дизеля 4ЧН12/14. Экспериментальные исследования проведены с неизменным комплектом поршней, выполненных из сплава АЛ25. После испытаний двигателя в штатной комплектации на поверхностях огневого днища поршней был образован корундовый слой. Толщина слоя принималась на основе данных [6,8] и составляла 0,24 мм. Внешний вид поршня с корундовым поверхностным слоем представлен на рис. 1. Исследовались нагрузочные характеристики двигателя при частоте вращения коленчатого вала (КВ) 1000 и 2000 мин⁻¹.

Для подтверждения достаточной точности определения основных показателей работы двига-

теля результаты его индицирования были подвергнуты статистическому анализу [9]. Так на рис. 2 представлены плотности распределения значений максимального давления цикла при различных комплектациях двигателя. Сравнивались выборки из 124 последовательных рабочих циклов. Видно, что при использовании опытных поршней с корундовым слоем полученные значения максимального давления сгорания выше, чем в штатном варианте.



Рис. 1. Опытный поршень дизеля 4ЧН12/14 с поверхностным корундовым слоем

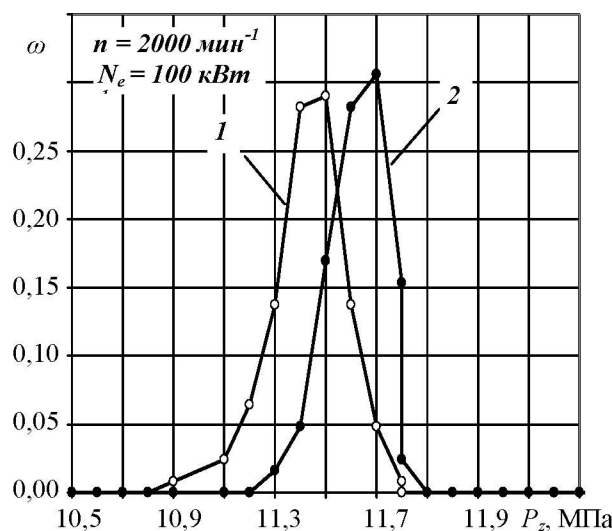


Рис. 2. Плотность распределения значений P_z в 124 последовательных циклах при комплектации двигателя штатными (1) и опытными (2) поршнями

Идентификация индикаторных диаграмм выполнялась согласно методике моделирования рабочего процесса, разработанной на кафедре ДВС НТУ "ХПИ" [2]. На первом этапе идентификации по экспериментальным массивам давлений были получены соответствующие характеристики скорости сгорания топлива, которые на втором этапе использовались в программе синтеза индикаторной диаграммы и расчета индикаторных и эффективных показателей. Основную сложность при расчете

процессов теплообмена вызывало определение коэффициента теплоотдачи от газа к стенке α_q и температуры стенки T_w , ограничивающей КС.

Так как задача исследования теплонапряженности деталей КС не ставилась, то в целях упрощения методики коэффициент теплоотдачи на расчетном интервале времени принимался средним по поверхности. Для его определения использована формула Вошни [10]:

$$\alpha_q = K_q (p \cdot W)^{0,8} / (T^{0,53} \cdot D^{0,2}), \quad (1)$$

где p , T – давление (МПа) и температура (К) газа в цилиндре двигателя; D – диаметр цилиндра (м); W – скорость движения газа в цилиндре (м/с): в процессе наполнения $W = 6,18C_m$; в процессе сжатия $W = 2,218C_m$; при сгорании-расширении $W = 2,28C_m + 0,00324(V_h T_v) / (p_v V_v)(p - p_{\text{прокр}})$; C_m – средняя скорость поршня, м/с; $p_{\text{прокр}}$ – давление в цилиндре при прокрутке (без сгорания); V_h – рабочий объем цилиндра, V_v , p_v , T_v – объем цилиндра, давление и температура газа в начале сжатия.

Балансный коэффициент теплопередающей функции $K_q = 65$, был выбран по совпадению расчетных и экспериментальных данных о суммарных потерях теплоты в стенку цилиндра и КС исследуемого дизеля на режимах нагрузочной характеристики и в дальнейшем не менялся.

Используя выводы работы [11], на этапе первого приближения температура стенки T_w принималась средней за рабочий цикл для рассматриваемых огневых поверхностей КС. Для КС без покрытия $T_w = 450$ К, с покрытием – $T_w = 490$ К. При этом расчетные данные потерь теплоты в стенку соответствовали данным теплового баланса.

На рис. 3 представлены результаты сопоставления характеристик индикаторного процесса на двух режимах работы дизеля. Эти данные свидетельствуют о влиянии низкотеплопроводного слоя малой толщины на качество рабочего процесса.

На этой основе выполнена серия расчетных приближений зависимости температуры стенки КС от угла поворота КВ двигателя. Согласно подходу [1] задача определения температурного состояния стенки КС решалась в одномерной постановке. Здесь уравнение теплопроводности вида (2) дополнялось граничными условиями со стороны рабочего тела (3) и струйного масляного охлаждения (4), а также принятым начальным условием (5):

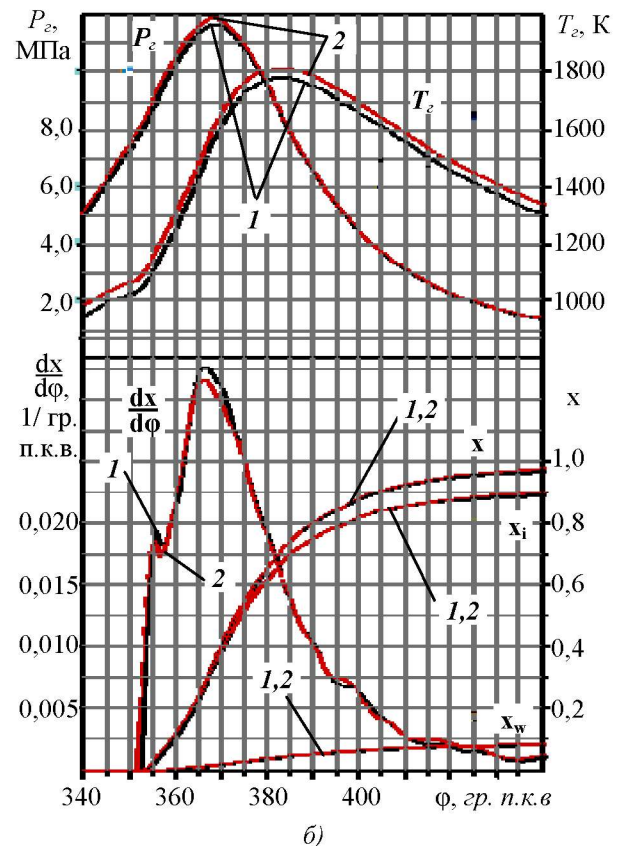
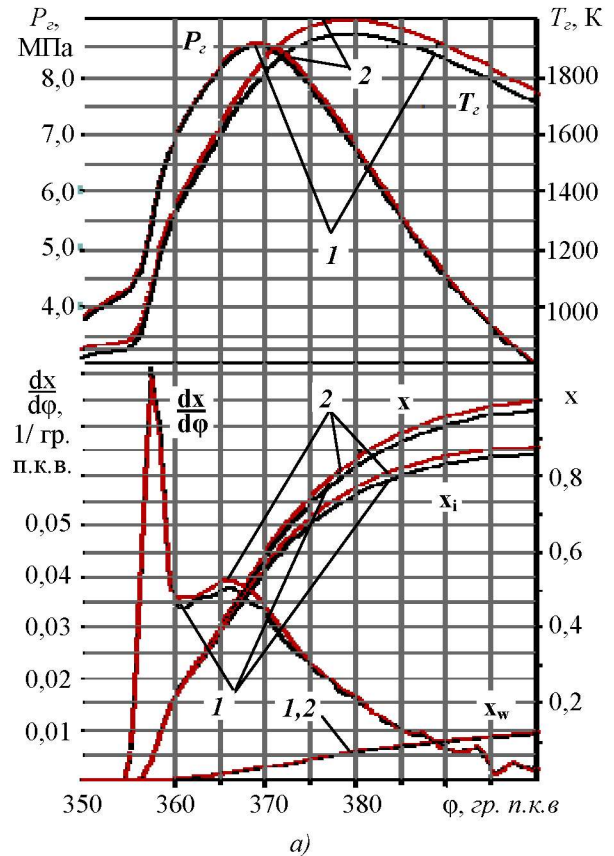


Рис.3. Характеристики индикаторного процесса двигателя со штатными (1) и опытными (2) поршнями на режимах работы: а – $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 40 \text{ кВт}$; б – $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 100 \text{ кВт}$

$$\rho(x)c(x,T(x,\tau))\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\lambda(x,T(x,\tau))\frac{\partial T(x,\tau)}{\partial x}\right) \quad (2)$$

$$\rho(0)c(0,T(0,\tau))\frac{\partial T(0,\tau)}{\partial \tau} = \lim_{x_0 \rightarrow 0} \frac{\lambda(x_0,T(x_0,\tau))\frac{\partial T(x_0,\tau)}{\partial x} + \alpha_z(\tau)(T_z(\tau) - T(0,\tau))}{x_0} \quad (3)$$

$$\alpha_m(\tau)(T_m(\tau) - T(l,\tau)) - \lambda(l,T(l,\tau))\frac{\partial T(l,\tau)}{\partial x} = 0, \quad (4)$$

$$T(x,0) = T_0(x) \Big|_{x \in [0,l]} < T_W. \quad (5)$$

Коэффициент теплопроводности, теплоемкость и плотность для сплава АЛ25, соответственно, принимались:

$$\lambda = 150,790 - 8,256 \cdot 10^{-2}T + 1,285 \cdot 10^{-4}T^2, \text{ Вт/(м·К);}$$

$$c = 834,913 - 0,283T + 7,804 \cdot 10^{-4}T^2, \text{ Дж/(кг·К);}$$

$$\rho = 2720, \text{ кг/м}^3.$$

Для поверхностного корундового слоя:

$$\lambda = 2,85 \text{ Вт/(м·К); } c = 837 \text{ Дж/(кг·К); } \rho = 3200 \text{ кг/м}^3.$$

В дальнейшем предполагается уточнение теплофизических свойств корунда, как зависящих от температуры, что учтено в модели (2)-(5).

Толщина стенки КС $l = 16,3$ мм. Температура масла T_m задавалась на основе экспериментальных данных, соответствующих моделируемому режиму. Коэффициент теплоотдачи $\alpha_m = 2100$ Вт/(м²·К).

Предложенная модель при $x = 0$ с известными

допущениями имитирует нестационарное температурное состояние поверхности поршня в зоне 1, представленной на рис.4.

Задача решалась методом конечных разностей. Шаг расчетной сетки Δx по пространственной координате принимался равным 0,02 мм при $x \leq 2$ мм от огневой поверхности КС и 0,1 мм при x более 2 мм. Устойчивость решения обеспечивалась при шаге по времени, удовлетворяющем условию

$$\Delta \tau \leq \Delta x^2 / \left(2 \frac{\lambda}{c\rho} \right).$$

Расчет установления температурного состояния производился до повторения колебаний температуры стенки с разницей, которая в моменты 360 и 540 гр. п.к.в. не превышала 0,02 К. Полученные результаты по температурному состоянию поверхности стенки КС возвращались для повторного выполнения анализа и синтеза индикаторных диаграмм.

Задача решена для двух режимов: $n = 1000$ мин⁻¹, $Ne = 40$ кВт, $t_m = 90$ °С и $n = 2000$ мин⁻¹, $Ne = 100$ кВт, $t_m = 105$ °С. Искомые решения получены за два приближения процедур анализа и синтеза индикаторной диаграммы, моделирования теплопроводности стенки КС.

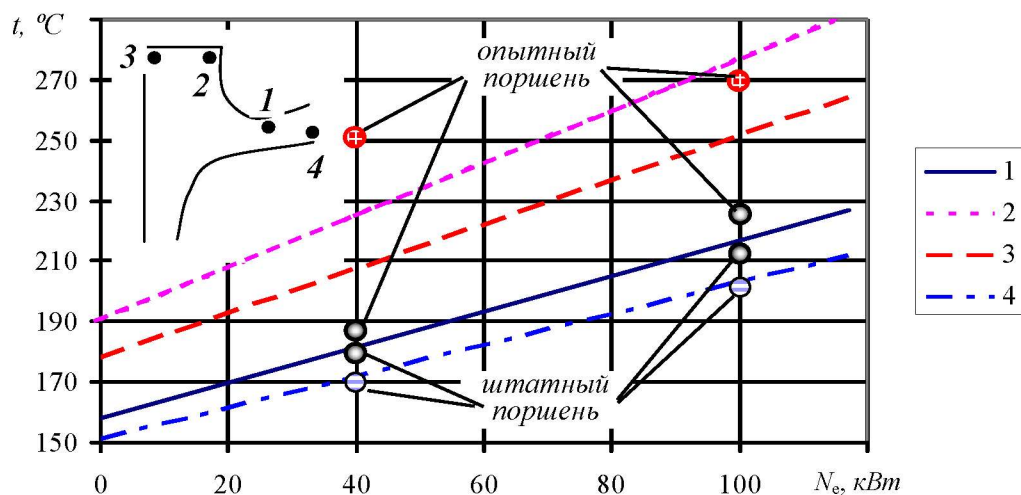


Рис. 4. Расчетное температурное состояние опытного поршня дизеля 4ЧН12/14 в зоне 1 по сравнению со штатным: \oplus — максимальная температура стенки со стороны КС; \ominus — среднестенковая температура стенки со стороны КС; \odot — температура стенки со стороны масляного охлаждения; прямые — температура серийного поршня в зонах 1-4 [2]

Значения ряда расчетных характерных температур стенки в сопоставлении с данными [2] представлены на рис. 4. Видно, что для среднестенковой

расчетной температуры поверхности КС без корундового слоя (при $x = 0$) полученные значения хорошо согласуются с ранее установленными тем-

пературами штатного поршня для зоны 1, расчетное значение температуры для охлаждаемой маслосъемной поверхности ($x = l$) является достаточно близким с ранее установленной температурой зоны 4.

В результате определены температурные колебания на поверхностях штатных и опытных поршней в зоне 1, представленные на рис. 5. Видно, что в случае применения частично-динамической теплоизоляции размах температурных колебаний на поверхности КС возрастает более чем на 50 К. Этот эффект проявляется сильнее на низких частотах вращения КВ. Так, при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ размах температурной волны составил 60 К, а при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ – 80 К.

Положительное влияние корундового слоя на рабочий процесс проявляется в приближении температуры стенки КС к оптимальному для испарения топлива уровню. Соответственно, это влияние значительнее на пониженных частотах вращения, с низкими исходными температурами поверхности КС в поршне из алюминиевого сплава. Эти данные хорошо согласуются с экспериментом, свидетельствующим о большем снижении удельного эффективного расхода топлива на режиме $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 40 \text{ кВт}$, которое достигает $3 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$.

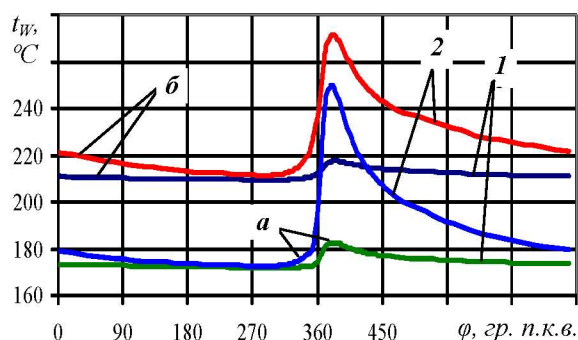


Рис. 5. Температурное состояние поверхности КС штатного (1) и опытного (2) поршней на режимах работы: а – $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 40 \text{ кВт}$, $t_m = 90 \text{ °C}$; б – $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 100 \text{ кВт}$, $t_m = 105 \text{ °C}$

Выводы

Экспериментально установлено влияние на индикаторный процесс дизеля частично-динамической теплоизоляции поршня, выполненного из алюминиевого сплава и имеющего поверхностный корундовый слой.

Разработана методика расчета высокочастотной температурной волны в поверхностном слое частично-динамически теплоизолированной стенки камеры сгорания. Она предполагает выполнение

серии циклических приближений, основанных на анализе экспериментальной и синтезе теоретической индикаторной диаграммы, а также решения задачи нестационарной высокочастотной теплопроводности двухслойной стенки камеры сгорания.

Выполнена сравнительная оценка параметров высокочастотного температурного колебания в поверхностном слое камеры сгорания штатного и опытного теплоизолированного поршня дизеля 4ЧН12/14. Показано увеличение влияния низкотеплопроводного поверхностного слоя на температуру стенки камеры сгорания в динамике ее изменения при уменьшении частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Дальнейшее направление работ связано с разработкой методики определения мгновенных локальных значений температур поверхности камеры сгорания двигателя, а также уточнения методики испарения топлива со стенки теплоизолированной камеры сгорания.

Список литературы:

1. Костин А.К. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания / А.К. Костин, В.В. Ларионов, В.И. Михайлов – Л.: Машиностроение, 1979. – 222 с. 2. Шеховцов А.Ф. Процессы в перспективных дизелях / Под редакцией А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. ун-те, 1992. – 352 с. 3. Марченко А.П. Двигуни внутрішнього згорання. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин / А.П. Марченко, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов. – За ред. А.П. Марченка, А.Ф. Шеховцова. – Харків, Прапор, 2004. – 384 с. 4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р.З. Кавтарадзе – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – 472 с. 5. Чигринова Н.М. Оксидные керамические покрытия – эффективная тепловая защита рабочих поверхностей деталей ЦПГ / Н.М. Чигринова, В.В. Чигринов // Автомобильная промышленность, 2004, №6. – С. 30-34. 6. Шпаковский В.В. Влияние керамической теплоизоляции поршня на размах температурной волны / В.В. Шпаковский, А.П. Марченко, О.Ю. Линьков, В.В. Пылев // Авиационно-космическая техника и технология. 2009. №8(65). – С.111-115. 7. Шпаковский В.В. Анализ эффективности применения поршней с корундовым слоем для снижения расхода топлива / В.В. Шпаковский, О.Ю. Линьков // Авиационно-космическая техника и технология. 2008. №10(57). – С.140-144. 8. Марченко А.П. Распределение мгновенных тепловых потоков и температур в поверхностном слое теплоизолируемого поршня ДВС / А.П. Марченко, В.А. Пылев, В.В. Шпаковский, В.В. Пылев // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №1. – С. 32-38. 9. Изгин С.П. Математические расчеты на базе MATLAB / С.П. Изгин – Сп.б.: БХВ – Петербург, 2005. – 640с. 10. Woschni G. Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren / Woschni G. // MTZ. – 1970. – №12. – S.491-499. 11. Павличенко А.М. Расчетный анализ влияния теплопередающей функции на параметры рабочего цикла ДВС / А.М. Павличенко, В.П. Жуков // Труды НКИ. – Вып. 100. – Николаев: НКИ. – 1975. – С.103-106.